

RAPORTARE ȘTIINȚIFICĂ

I. Raportul Științific și Tehnic 2017 – structură recomandată (max. 10 pagini):

Contract nr. **50CI/25/07/2017**, cod proiect **PN-III-P2-2.1-CI-2017-0419**, titlul proiect **Stand cu recirculare de putere pentru testarea cilindrilor hidraulici**, durata proiect **4 luni și 18 zile**.

Descrierea științifică și tehnică a activităților:

În etapa I, de cercetare-dezvoltare industrială, s-au analizat comparativ **9** scheme hidraulice de standuri de probare a mașinilor volumice liniare și rotative, din care: **3** pentru standuri fără recirculare de putere, destinate testării cilindrilor hidraulici (din literatura de specialitate, fig.1); **3** pentru standuri cu recirculare de putere, destinate testării pompelor și motoarelor volumice rotative (din literatura de specialitate, fig.2); **1** pentru standuri cu recirculare de putere, destinate testării cilindrilor hidraulici (dintr-un brevet realizat anterior de IHP, fig.3); **1** pentru standuri modulare universale, cu recirculare de putere, destinate testării cilindrilor hidraulici, pompelor și motoarelor volumice rotative (pentru care s-a depus o cerere de brevet, fig.5, ca rezultat al cercetărilor din acest proiect); **1 variantă finală** a standului cu recirculare de putere pentru testarea cilindrilor hidraulici, fig.10.

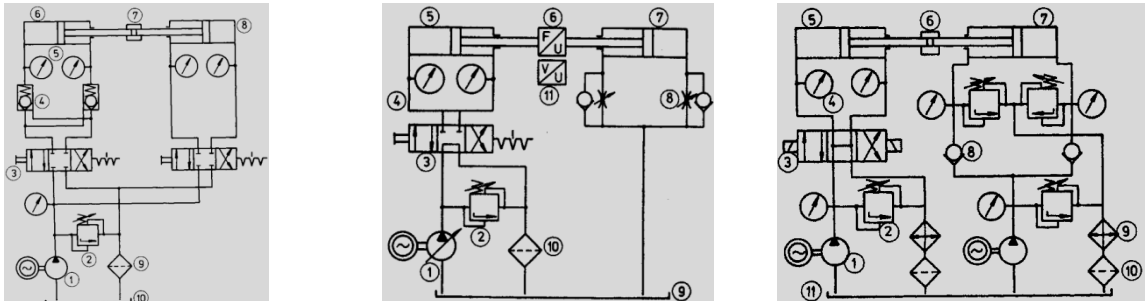


Fig.1. Standuri fără recirculare de putere, pentru testarea cilindrilor hidraulici

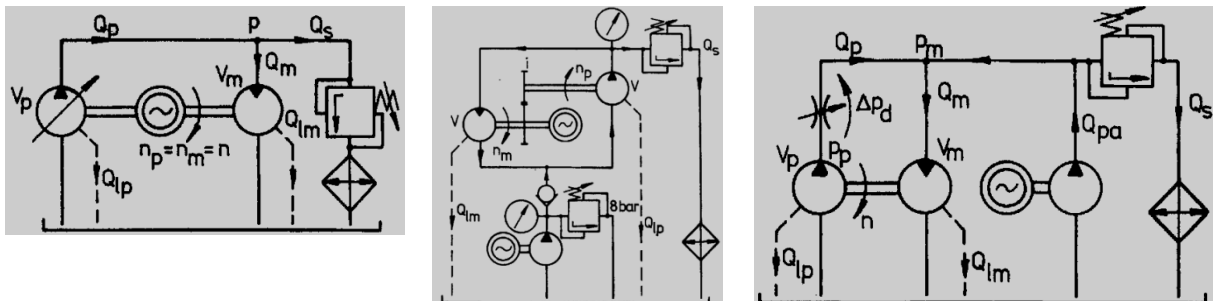


Fig.2. Standuri cu recirculare de putere, pentru testarea mașinilor volumice rotative

Beneficiarul a acceptat varianta finală a standului, realizată de către Furnizorul de Servicii, în baza: a) demonstrațiilor efectuate pe un model experimental de laborator (fig.4) și

a unor simulări numerice, care au pus în evidență performanțele grupului de pompare și recirculare ce echipează acest stand; b) analizei nomenclatorului de încercări și verificări de tip, periodice și de lot, specifice cilindrului hidraulic.

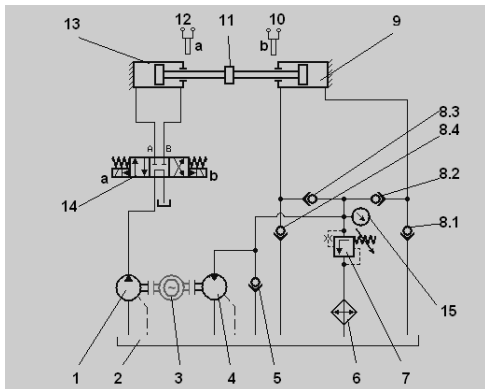


Fig.3. Standuri cu recirculare de putere, pentru testarea cilindrului hidraulic

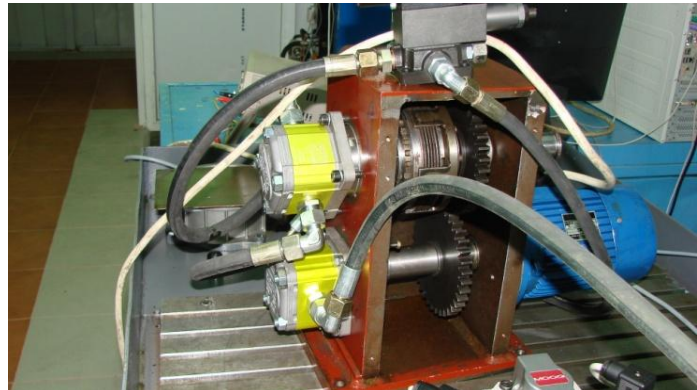
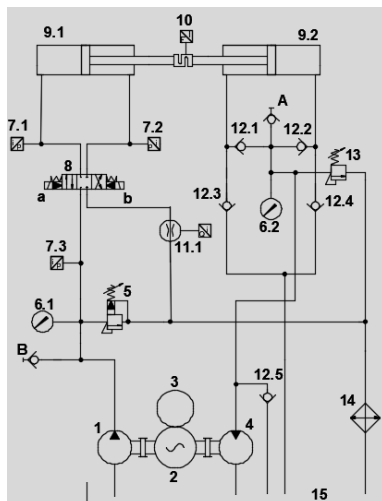
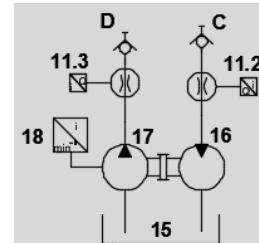


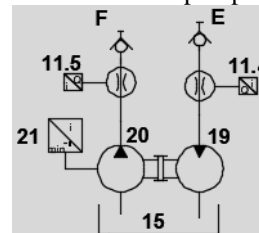
Fig.4. Modul experimental demonstrativ de pompare și recuperare de energie



Modul I- Stand testare cilindri hidraulici



Modul II- Stand testare pompe volumice



Modul III- Stand testare motoare volumice rotative

Fig.5. Stand universal modular, cu recirculare de putere, pentru testarea mașinilor volumice

Pe modulul experimental din fig.4 s-au măsurat: presiunea pe refularea pompei- p (bar); intensitatea curentului electric pe o fază, absorbit de motor- I (A) și turația motorului electric- $n_{me} = n_p = n$ (rot/min).

Pentru trasarea caracteristicilor experimentale s-au calculat: puterea hidraulică generată de pompă- P_h (W); puterea absorbită de motorul electric- P_a (W); puterea utilă generată de motorul electric- P_u (W) și puterea mecanică generată de motorul hidraulic- P_{mh} (W).

Încercările experimentale, fig.6...fig.9, efectuate asupra modulului demonstrativ din fig.4, au demonstrat eficiența recuperării de energie, bazată pe compensarea mecanică a pierderilor de putere, respectiv:

- alimentarea motorului hidraulic, cuplat la motorul electric, conduce la dublarea presiunii realizate de standul demonstrativ, pentru același curent absorbit de motorul electric. De exemplu, pentru $I=2A$, rezultă $p=36 \text{ bar}$, pentru motor hidraulic nealimentat de pompă, respectiv $p=80 \text{ bar}$, pentru motor hidraulic alimentat de pompă (fig.6);
- alimentarea motorului hidraulic, cuplat la motorul electric, conduce la dublarea presiunii realizate de standul demonstrativ, pentru aceeași turație a motorului electric. De exemplu, pentru $n=1300 \text{ rpm}$, rezultă $p=20 \text{ bar}$, pentru motor hidraulic nealimentat de pompă, respectiv $p=40 \text{ bar}$, pentru motor hidraulic alimentat de pompă (fig.7);
- puterea hidraulică maximă a pompei și presiunea maximă realizată de stand sunt: $P_h=480 \text{ W}$; $p=48 \text{ bar}$, pentru motor hidraulic nealimentat, respectiv $P_h=1040 \text{ W}$; $p=90 \text{ bar}$, pentru motor hidraulic alimentat (fig.8);
- alimentarea motorului hidraulic, cuplat la motorul electric, conduce la dublarea presiunii realizate de standul demonstrativ, pentru aceeași putere absorbită de motorul electric. De exemplu, pentru $P_a=800 \text{ W}$, rezultă $p=25 \text{ bar}$, pentru motor hidraulic nealimentat de pompă, respectiv $p=60 \text{ bar}$, pentru motor hidraulic alimentat de pompă (fig.9).

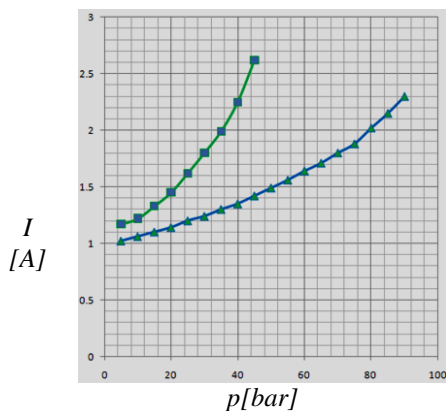


Fig.6. Caracteristica $I=f(p)$
 —■— Seria 1: P la A; —▲— Seria 2: P la B

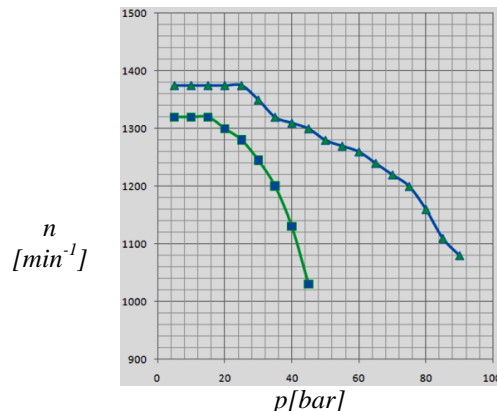


Fig.7. Caracteristica $n=f(p)$
 —■— Seria 1: P la A; —▲— Seria 2: P la B

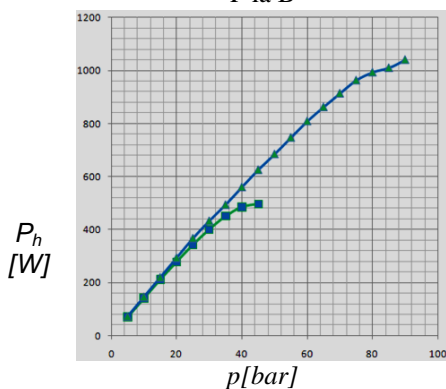


Fig.8. Caracteristica $P_h=f(p)$
 —■— Seria 1: P la A; —▲— Seria 2: P la B

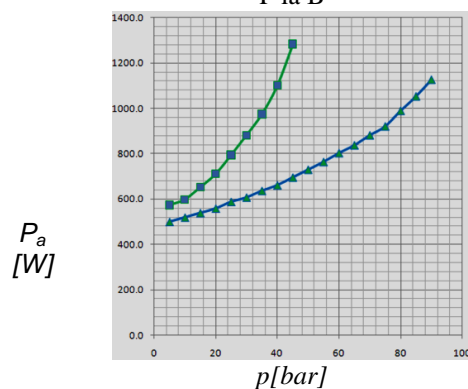


Fig.9. Caracteristica $P_a=f(p)$
 —■— Seria 1: P la A; —▲— Seria 2: P la B

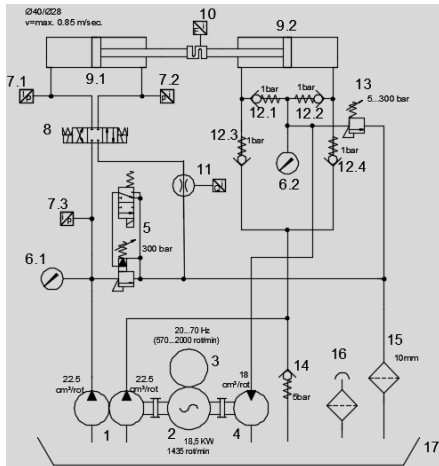


Fig.10. Stand cu recirculare de putere pentru testarea cilindrilor hidraulici

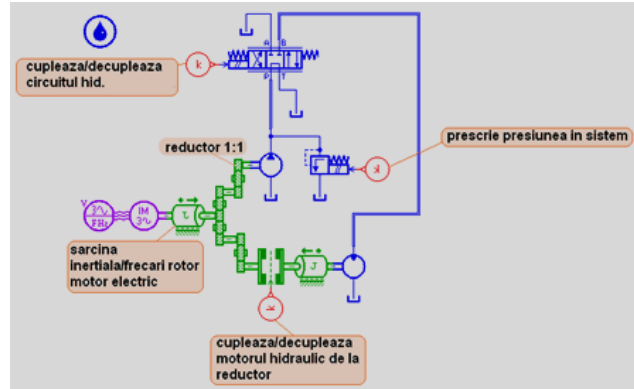


Fig.11. Modelul de simulare în AMESim a dinamicii grupului de pompare și recuperare a energiei hidraulice

Modelul AMESim, fig.11, conține un motor electric inductiv, la care s-a introdus o sarcină pentru simularea momentului inerțial al rotorului și frecărilor din mașina electrică. Pentru simularea funcționării sistemului, în variantele cu și fără recuperare de energie, s-a introdus un cuplaj cu fricțiune, care poate fi deschis sau închis, în funcție de valoarea semnalului de excitație (**0**, respectiv **1**).

Pentru motorul hidraulic există, de asemenea, posibilitatea modificării valorii sarcinii, prin modificarea parametrilor masei inerțiale atașată arborelui acestuia.

Cuplearea și decuplearea circuitului hidraulic al motorului volumic rotativ s-a realizat prin intermediul distribuitorului hidraulic, iar presiunea în sistem s-a prescris din supapă.

Cele două regimuri de funcționare a sistemului au fost cu motorul hidraulic cuplat (cu recuperare de energie) și cu motorul hidraulic decuplat (fără recuperare de energie).

În modul de lucru "cuplat" s-a dat semnalul "**1**" la cuplaj și s-a setat, supapa normal închisă, valoarea de **30 bar**.

În modul de lucru "decuplat" s-a setat semnalul de excitație al cuplajului la valoarea "**0**", pentru întreruperea legăturii mecanice dintre motorul electric și motorul hidraulic.

S-a crescut apoi presiunea în sistem, până când s-a obținut la arborele motorului hidraulic aceeași viteză de rotație ca și în cazul motorului hidraulic "cuplat". Astfel s-au putut compara cuplurile la arborele motorului electric, în cele două regimuri de funcționare, în aceleași condiții de încărcare a mașinilor volumice consumatoare.

Simulările numerice, fig.12...fig.16, efectuate pe modelul AMESim din fig.11, au demonstrat performanțele dinamice ale sistemului de pompare și recuperare a energiei, prin compensarea mecanică a pierderilor de putere, respectiv:

- cuplarea motorului hidraulic la axul reductorului (cu raport de transmisie $1:1$) conduce la scăderea momentului dezvoltat de motorul electric, după o întârziere de **0,1 s** (fig.12);

- cuplarea motorului hidraulic la axul reductorului conduce la scăderea momentului dezvoltat de motorul electric, după momentul egalării turațiilor celor două motoare, cu o întârziere de **0,1s** (fig.13);
- timpul în care turația motorului hidraulic egalează turația motorului electric este de **0,1 s**, când motorul hidraulic este cuplat la motorul electric, respectiv **0,4 s**, când motorul hidraulic este decuplat de motorul electric (fig.14);
- turația atinsă de motorul hidraulic, la presiunea de **40 bar**, când acesta este cuplat mecanic la motorul electric este egală cu turația motorului hidraulic, la presiunea de **120 bar**, când acesta este decuplat mecanic de la motorul electric (fig.15);
- după **0,3 s** de la cuplarea motorului hidraulic la motorul electric, debitul pompei este egal cu suma dintre debitul prin motorul hidraulic și debitul prin supapa de reglare a presiunii (fig.16).

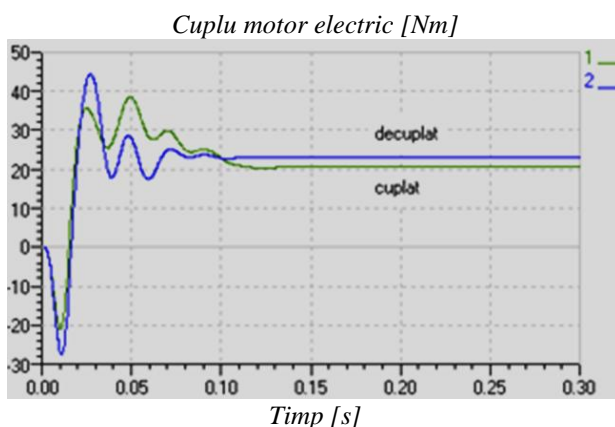


Fig.12. Variația în timp a cuplului motorului electric, decuplat (1) /cuplat (2) la motorul hidraulic

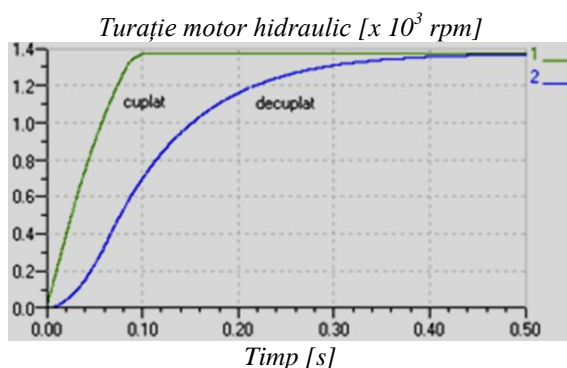


Fig.14. Variația în timp a turației motorului hidraulic; ME decuplat (1) /cuplat (2) la MH

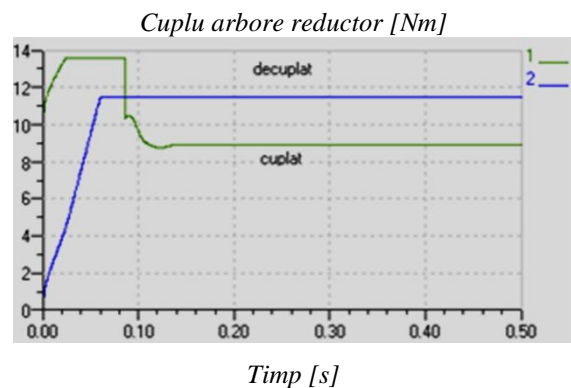


Fig.13. Variația în timp a cuplului la arborele reductorului; ME decuplat (1) /cuplat (2) la MH

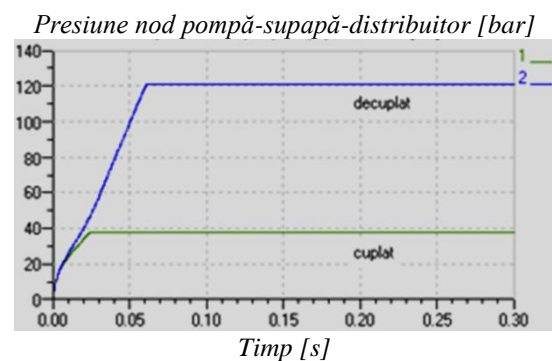


Fig.15. Variația presiunii în nodul pompă-supapă – distribuitor; ME decuplat (1) /cuplat (2) la MH

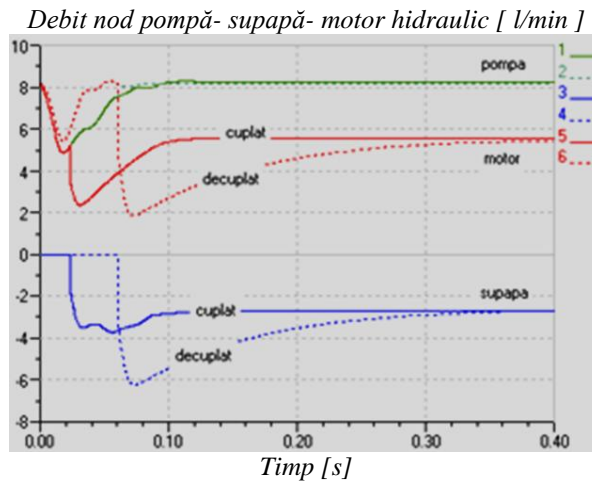


Fig.16.Variația debitului în nodul pompă (1,2)-supapă (3,4)-motor hidraulic (5,6)

Toate concluziile enumerate, în urma testării modului experimental și simulărilor numerice, care au demonstrat avantajele recuperării de energie prin compensarea mecanică a pierderilor de putere, își găsesc aplicabilitate pe standurile de duranță a mașinilor volumice rotative și liniare (pompe, motoare hidraulice, cilindri hidraulici).

În etapa II, de dezvoltare experimentală, s-a trecut la realizarea standului cu schema hidraulică din fig.6, care conține următoarele componente:

1 = pompă cublă cu roți dințate, cu capacitatea de $22,5 \text{ cm}^3/\text{rot}$ pe fiecare secțiune (o secțiune pentru alimentarea cilindrului de probare 9.1 și cealaltă pentru alimentarea cilindrului de sarcină 9.2); **2** = motor electric trifazic, cu turația constantă, cu puterea de 18,5 kW și turația 1435 rot/min; **3** = convertizor de frecvență, 20...70 Hz, pentru variația turației motorului electric în intervalul 570...2000 rot/min; **4** = motor hidraulic rotativ, cu capacitatea de $18 \text{ cm}^3/\text{rot}$, pentru recircularea de putere; **5** = supapă de siguranță pilotată, cu distribuitor 3/2, cu comandă electrică, pentru scurtcircuitarea supapei la pornirea pompei, pentru protecția pompei duble; **6.1** = manometru măsurare presiune pompă alimentare cilindru de probare; **6.2** = manometru măsurare presiune pompă alimentare cilindru de sarcină; **7.1**; **7.2** = traductoare de presiune pe consumatorii cilindrului de probare; **7.3** = traductor de presiune pe orificiul **P** al distribuitorului hidraulic **8**; **8** = distribuitor hidraulic 4/3, cu comandă electrică, pentru inversarea sensului de deplasare al cilindrului hidraulici; **9.1**; **9.2** = cilindrii hidraulici, de probare și de sarcină, identici ca dimensiuni, cu diametre maxime de 40 mm, pentru piston, respectiv de 28 mm, pentru tijă și cu viteză maximă de 0,85 m/s; **10** = traductor de forță, pentru măsurarea forței cilindrului de probare și cuplaj tije cilindrului hidraulici; **11** = traductor de debit, pentru măsurarea debitului de probare al cilindrului hidraulic; **12.1**; **12.2**; **12.3**; **12.4** = supape de sens unic, pe alimentarea cu ulei / evcuarea uleiului a/din cilindrul de sarcină și pentru alimentarea cu ulei a motorului hidraulic rotativ care recirculă puterea hidraulică; **13** =

supapă de reglare a presiunii de probare 5...300 bar;**14** = supapă de sens unic anticavitatională, care asigură minim 5 bar pe alimentarea cilindrului de sarcină;**15** = filtru de retur, cu finețea de filtrare a uleiului de 10 μm;**16** = filtru de umplere și aerisire a rezervorului de ulei;**17** = rezervor de ulei cu volum de 300 l.

Specificația furniturii acestui stand este prezentată în tabelul 1, iar desenul de ansamblu al standului în figura 8.

Tabel 1. Specificație tehnică stand cu recirculare de putere pentru testarea cilindrului hidraulic

17	Rezervor de ulei	HKBSK300	1	V=300 l	HANSA FLEX
16	Filtru de umplere și aerisire	HKTA80B101	1	Finete 80μm	HANSA FLEX
15	Filtru de retur	FI RL 225 P10 N V G1	1	56l/min; 10μm	HANSA FLEX
14	Supapa de sens	S10A5.0	1	Dn.8 P des.=5 bar	Rexroth
13	Supapa de presiune NI	DBDH10G1X/100	1	Dn.10 Pnom=100 bar	Rexroth
12	Supapa de sens	S10A1.0	4	Dn.8 P des.=1 bar	Rexroth
11	Debitmetru cu turbina	RT-020AK-008T	1	13... 133 l/min	Honsberg
10	Traductor de forta	K-25/N420	1	±20000 N 4...20mA	Lorenz
9	Cilindrii hidr. de testat	-	2	-	-
8	Distribuitor hidraulic Dn10 4/3	HK4232030302C1Q	1	P=315 bar 24Vcc	Hansa-Flex
7	Traductor de presiune	EPS2-04000 R K 008 S	3	Pnom=315 bar 4...20mA	Honsberg
6	Manometru	GMM400-160	2	Ø100; G 1/2	HANSA-FLEX
5	Supapa de presiune NI	DBW10BG 15X/3156EG24K4R12	1	Dn.10 Pnom=315 bar	Rexroth
4	Motor hidraulic	HM2-19-2133A	1	19cmc/rot 280bar	Hesper
3	Panou cda. cu convertizor freqv.	VLT3522	1	-	Danfoss
2	Motor electric	ATF 180M-4 18,5/1500 B35 230/400V IP55	1	7,5 KW 1500 rot/min	BEGA TIMISOARA
1	Pompa dubla cu roti dintate	PRD 22-2188 D	1	cilindr. 22,5/22,5 Pnom. 140 bar	U.M. Plopeni
Poz.	Denumire aparat	Cod	Buc.	Caracteristici	Furnizor

Notă:

- a) Din suma prevăzută în proiect s-au achiziționat:
 - 2 bucăți traductoare de presiune, poz.7;
 - 1 bucată debitmetru cu turbină, poz.11;
 - 3 bucăți indicatoare digitale universale, pentru traductoarele de presiune și pentru debitmetru;
 - 3 bucăți cablu cu mufă pentru cele 3 indicatoare digitale universale;
 - 1 bucată filtru retur, poz.15.
- b) Celelalte furnituri din specificația tehnică au fost puse la dispoziție de către beneficiar.

Standul cu recirculare de putere pentru testarea CH permite realizarea următoarelor încercări: presiunea minimă de deplasare și presiunea la demarare a pistonului; forța de împingere și de tracțiune; viteza minimă/maximă a pistonului; etanșarea interioară/exterioară; rezistența la presiune; trasarea curbelor caracteristice; durata de funcționare (anduranța).

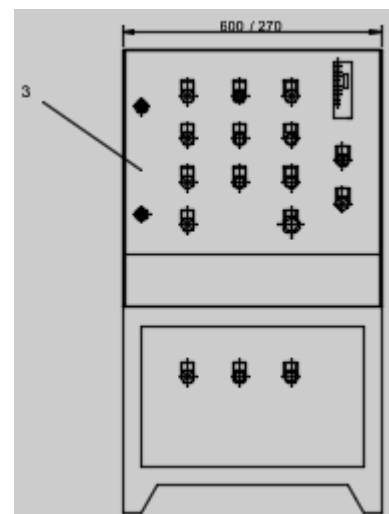
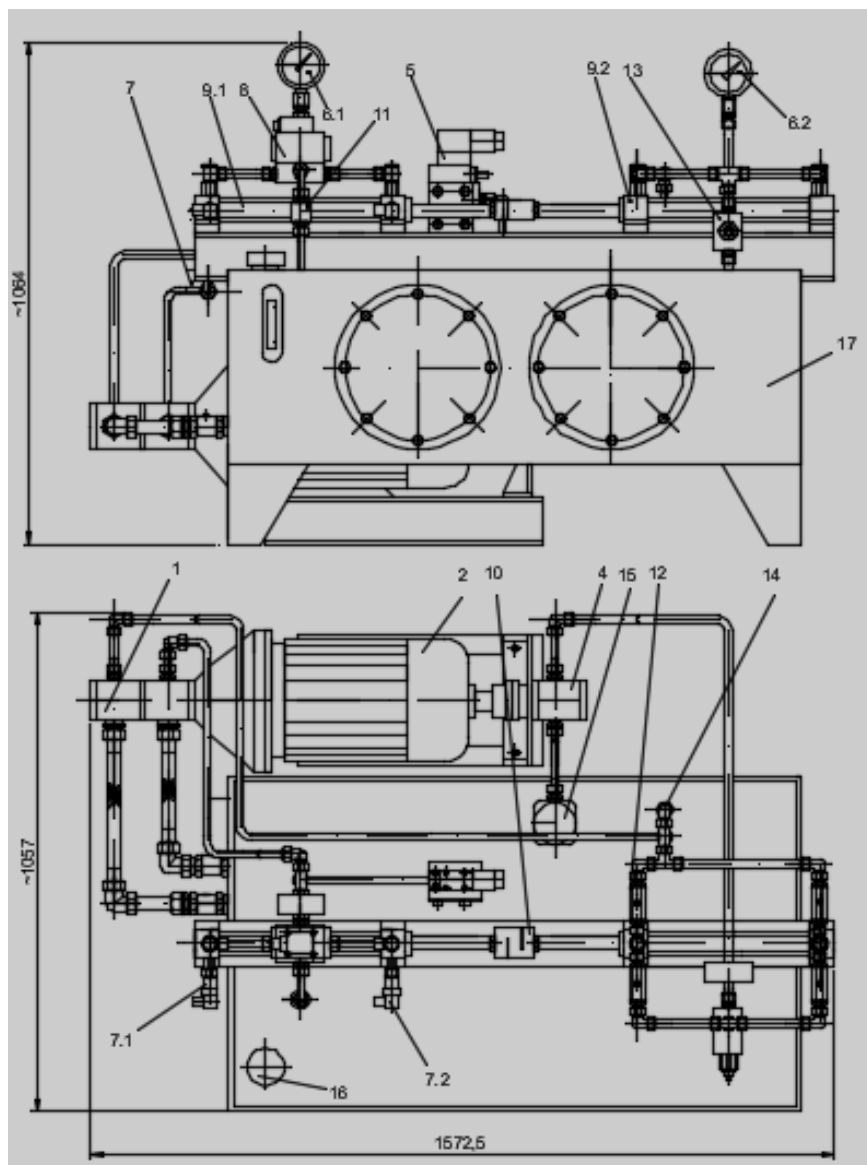


Fig.17.Desen de ansamblu stand cu recirculare de putere pentru testarea CH

Caracteristici tehnice stand:

Turația motorului electric: reglabilă 570...2000 rot/min;

Frecvența curentului electric: reglabilă 20...70 Hz;

Debitul de probare: reglabil 13...45 l/min;

Presiunea de probare: reglabilă 5...200 bar;

Volumul rezervorului de ulei 300 l

Punerea în evidență a modului de valorificare și a rezultatelor cecului de inovare

Rezultatele acestui proiect au fost valorificate prin realizarea unui stand modern, eficient din punct de vedere energetic, pentru că reduce energia disipată în căldură prin supapa de reglare a presiunii, capabil să permită beneficiarului efectuarea tuturor încercărilor experimentale pentru cilindrii hidraulici reparați, cu productivitate ridicată și cost energetic redus. Standul permite atât creșterea nivelului profesional al lucrătorilor, cât și reducerea produselor neconforme în urma activității de reparații a cilindrilor hidraulici, desfășurată de beneficiar.

Deoarece beneficiarul intenționează să se concentreze, pe viitor și pe reparația de mașini volumice rotative (pompe și motoare), standul are posibilitatea de extindere cu încă două module secundare, care se vor putea cupla la modulul realizat, principal, de testare a cilindrilor hidraulici. *Pentru această soluție, de stand universal cu recirculare de putere, destinat testării cilindrilor, pompelor și motoarelor volumice rotative, s-a depus o cerere de brevet.*

Standul realizat va permite lărgirea pieței beneficiarului, ca urmare a creșterii calității cilindrilor reparați, iar *extensia sa cu încă două module va permite un spor de piață, ca urmare a diversificării producției* (reparații / verificări experimentale de pompe și motoare volumice rotative) și, implicit, îmbunătățirea cifrei de afaceri.

Rezultatele proiectului s-au materializat prin: realizarea, punerea în funcțiune și testarea unui produs nou, cu documentație tehnică de execuție, fișă tehnică și manual de utilizare; realizarea unei proceduri de testare, pe standul realizat, a cilindrilor hidraulici reparați; publicarea a trei articole cotate în BDI; depunerea unei cereri de brevet.

Gradul de realizare a rezultatelor estimate în ofertă

Toate livrabilele estimate în ofertă , respectiv **1** documentație la nivel de prototip pentru stand, **2** articole indexate în BDI, **1** articol la Conferința internațională HERVEX 2017, **2** rapoarte de testare, **1** cerere de brevet, **1** documentație de omologare, **1** tehnologie de lucru pe stand, **1** strategie de marketing, **1** fișă de urmărire în exploatare, **1** manual de utilizare a produsului, **1** fișă de produs, au fost realizate în proporție de 100%.

Raportare indicatorii de stare și de progres realizați

Au fost realizați toți indicatorii de stare urmăriți, în concordanță cu obiectivele specifice ale proiectului, respectiv: realizarea unui echipament inovativ de testare (stand realizat după un brevet de invenție al IHP și după o cerere de brevet rezultată în urma cercetărilor din acest proiect), eficient energetic; o productivitate mărită pentru operația de testare a cilindrilor hidraulici reparați; lărgirea pieței, ca urmare a calității dobândite pe piața de

reparații a cilindrilor hidraulici și a posibilității de extindere a diversificării producției; impunerea Contractorului Beneficiar pe piața exigentă a Uniunii Europene prin calitate și prețuri competitive; atragerea clienților prin distribuirea de broșuri de prezentare a serviciilor firmei; îmbunătățirea cifrei de afaceri; elaborarea fișei de produs a standului.

Au fost realizați toți indicatori de progres urmăriți, în concordanță cu obiectivele specifice ale proiectului, respectiv: raport de conformitate și calitate a execuției, în vederea omologării standului; elaborarea unei cereri de brevet pentru echipamentul realizat, care conține revendicări specifice; realizarea documentației de omologare; elaborarea unei strategii de marketing pentru serviciul de reparație și de testare a cilindrilor hidraulici; elaborarea unei fișe de urmărire în exploatare; elaborarea manualului de utilizare a standului; publicarea a 3 articole în reviste de specialitate.

Contractor - Furnizor de servicii

INOE 2000-Filiala Institutul de Cercetări pentru Hidraulică și Pneumatică

Director general

Reprezentant legal

dr.ing. Cătălin Dumitrescu

Semnătura

Ștampila



Contabil Șef

ec. Ecaterina Gheorghe

Semnătura

Responsabil Proiect

dr.ing. Teodor Costinel Popescu

Semnătura

Avizat,

Contractor – Beneficiar

HIDRAULICA INDUSTRIAL SRL

Director general

Reprezentant legal

Ioana Cordunianu

Semnătura

Ștampila



Contabil Șef

Cornelia Lucaciu

Semnătura

Responsabil Proiect

Horea Cordunianu

Semnătura